نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۸، شماره ۲، نیمسال دوم ۱۳۹۷، ص ۲۶۲-۲۴۹

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 8, No. 2, Fall - Winter 2018, p. 249-262

ساخت و ارزیابی دستگاه برداشت پیاز با محورهای زائده‌دار

محمد امین زمانی ده یعقوبی[1]- کاظم جعفری نعیمی[2*]- محسن شمسی[3]- حسین مقصودی[2]

تاریخ دریافت: ۱۳۹۵/۱۲/۰۱
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۶/۰۴/۱۱

چکیده

یکی از پرهزینه‌ترین و مشکل‌ترین مراحل تولید پیاز، برداشت محصول است. در این تحقیق ساخت و ارزیابی یک دستگاه جدید برای برداشت پیاز ارائه شده است. در روش جدید برداشت، حرکت انتقالی و دورانی محورهای زائده‌دار دستگاه باعث بریده شدن، گسیختگی و به‌هم خوردن لایه خاک زیر غده‌ها می‌گردد. با توجه به جهت چرخش محورها، این گسیختگی موجب حرکت رو به بالای خاک، جدا شدن خاک از غده‌ها و روی سطح قرار گرفتن محصول می‌شود. دستگاه ساخته شده دارای طول ۱۲۶ cm، عرض ۱۵۶/۵ cm و ارتفاع ۹۸ cm می‌باشد و ۱۱۲ کیلوگرم وزن دارد. ظرفیت مزرعه‌ای این دستگاه برابر ۰/۶ هکتار در ساعت است. به منظور ارزیابی دستگاه از نظر تأثیر سرعت دورانی محورها، سرعت پیشروی و عمق کار بر کارکرد دستگاه از آزمایش فاکتوریل سه فاکتوره در قالب طرح کاملاً تصادفی و سه تکرار استفاده شد. کارکرد دستگاه با اندازه‌گیری درصد موفقیت در برداشت شدن غده‌ها به صورت سالم ارزیابی گردید. آزمایش‌های انجام شده نشان‌دهنده معنی‌دار شدن تأثیر عوامل سرعت پیشروی و عمق کار بر موفقیت در برداشت محصول بود. این در حالی است که تأثیر سرعت دورانی محورها، اثر متقابل عمق کار و سرعت دورانی محورها و اثر متقابل سه‌گانه معنی‌دار گزارش نشد. همچنین، درصد موفقیت در برداشت به اثر متقابل سرعت دورانی محورها و سرعت پیشروی و اثر متقابل سرعت پیشروی و عمق کار وابسته بود. نتایج نشان داد که بهترین کارکرد دستگاه در عمق کار ۲۰ سانتی‌متر، سرعت پیشروی ۴/۵ کیلومتر در ساعت و سرعت دورانی محورها برابر ۲۲۰ دور بر دقیقه حاصل شد.

واژه‌های کلیدی: سرعت پیشروی، سرعت دورانی، شاخص سینماتیکی، عمق کار، محورهای زائده‌دار

مقدمه

برداشت پیاز عملیاتی دو مرحله‌ای است که شامل حذف قسمت‌های هوایی پیاز (برگ‌زنی) و بیرون آوردن غده‌های پیاز از داخل خاک می‌شود. هر یک از این مراحل می‌تواند به دو روش دستی یا مکانیزه انجام گیرد. در برداشت دستی ابتدا برگ پیاز را از غده جدا می‌کنند و پس از آن کارگر غده را با تیغه‌هایی (بیل) از درون خاک بیرون می‌آورد (Mozafari *et al*., 2000). در بسیاری از موارد هنگام خارج کردن غده از خاک، تیغه با محصول برخورد می‌کند و موجب آسیب‌دیدگی آن می‌شود. این‌گونه آسیب‌دیدگی‌ها علاوه بر کاهش ارزش اقتصادی محصول، شرایط را برای فساد و کاهش عمر انبارداری پیاز مهیا می‌سازد (Balls, 1985). برآورد هزینه‌های برداشت دستی پیاز نشان می‌دهد که به ازای یک هکتار، ۸۰۰ کارگر ساعت مورد نیاز است که معادل ۶۰ تا ۷۰ درصد از کل هزینه‌های کارگری در تولید پیاز به روش بذرکاری است (Laryushin *et al*., 2009). استفاده از ماشین‌های متناسب برای برداشت پیاز می‌تواند علاوه بر کاستن از هزینه‌های تولید، از بروز آسیب‌های مکانیکی و افت کیفیت این محصول بکاهد (Taki *et al.*, 2011).

در روش برداشت مکانیزه، حذف برگ و بیرون آوردن غده پیاز از داخل زمین به‌وسیله ماشین صورت می‌گیرد. این ماشین‌ها به دو دسته تقسیم می‌شوند. دسته اول ماشین‌هایی که برگ‌زنی و خارج کردن غده از درون خاک را به‌صورت همزمان انجام می‌دهند. این دو عملیات ممکن است در ماشین‌های مختلف با تقدم و تأخر نسبت به یکدیگر انجام گیرند (Balls, 1985; Srivastava *et al.*, 1993). دومین دسته از ماشین‌های برداشت پیاز دو مرحله‌ای هستند بدین معنی که ابتدا غده برگ‌دار ریشه‌بری شده و مدتی در زمین باقی می‌ماند. عملیات ریشه‌بر کردن غده‌ها در این سیستم با ادواتی نظیر علف‌کن میله‌ای و یا تیغه‌های افقی ثابت انجام می‌شود (Rusinek *et al.*, 2008).

در علف‌کن میله‌ای توان چرخشی میله از محور انتقال توان

۱، ۲ و ۳- به‌ترتیب دانشجوی کارشناسی ارشد، استادیار و دانشیار، گروه مهندسی مکانیک بیوسیستم، دانشکده کشاورزی،دانشگاه شهید باهنر کرمان، کرمان، ایران
(*- نویسنده مسئول: Email: Jafarinaeimi@uk.ac.ir)
DOI: 10.22067/jam.v8i2.62726

تراکتور (PTO)، چرخ‌های محرک زمین‌گرد و یا موتورهای هیدرولیکی تأمین می‌گردد. چرخش میله به همراه حرکت انتقالی آن، گوه‌ای از خاک را در جلوی میله به‌وجود می‌آورد که حرکت به سمت بالا و جلو دارد. گوه خاک تشکیل شده در هنگام حرکت به بالا و جلو، در اثر نیروهای اینرسی متلاشی و خرد می‌شود (Harrison and Bai, 1990).

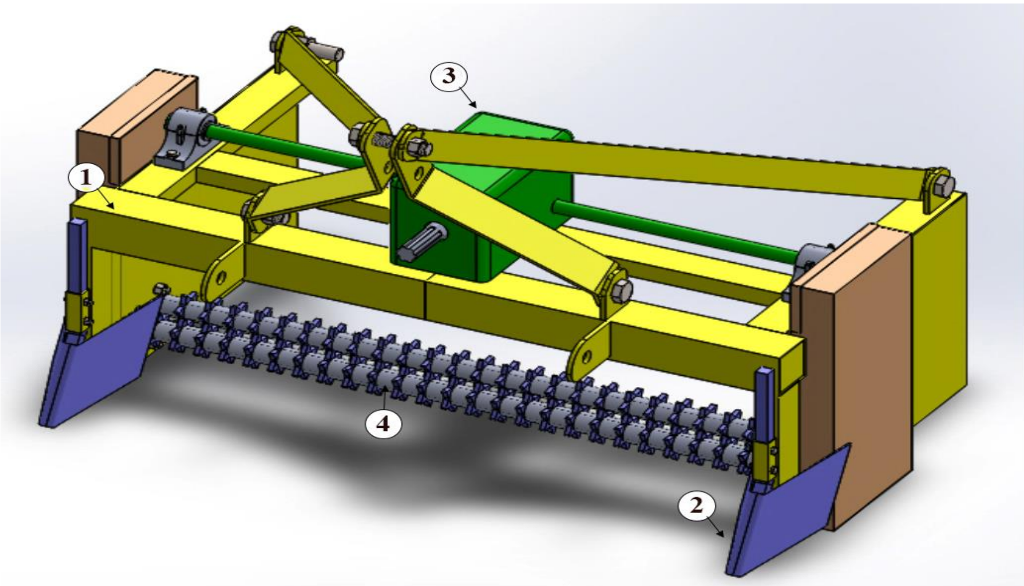
حیدری و همکاران (۲۰۱۳) عملکرد یک نمونه پیازکن میله‌ای که دارای سرعت پیشروی ۱/۸ کیلومتر بر ساعت است را بررسی و ارزیابی کردند. در این پژوهش تأثیر شاخص سینماتیکی (نسبت سرعت محیطی میله به سرعت پیشروی) بر درصد آسیب‌های وارده بر پیاز تعیین شد. نتایج نشان داد شاخص ۱/۱۵ از نظر کمینه بودن آسیب‌های وارد بر پیاز مناسب‌تر از سایر شاخص‌ها است. استفاده از علف‌کن‌های میله‌ای برای برداشت پیاز با توجه به مزیت آن‌ها در جلوگیری از تجمع ریشه در جلوی ماشین (بر اثر حرکت چرخشی میله) و جدا کردن غده‌ها در اثر لرزش خاک، عمومیت پیدا کرده است (Mayberri and Meister, 2003). Chesson و همکاران (۱۹۹۷) از یک ریشه‌بر میله‌ای برای ساخت یک ماشین برداشت پیاز استفاده کردند. این ریشه‌بر دارای مقطعی چهارگوش به ضلع ۲/۵ سانتی‌متر بود و توان چرخشی میله از طریق یک هیدروموتور تأمین می‌شد. سرعت محیطی میله در محدوده ۱/۱ تا ۱/۲۵ برابر سرعت پیشروی ماشین برداشت قابلیت تنظیم داشت. بررسی صدمات وارد بر پیازها نشان داد که بیشترین خسارت وارد به محصول بر اثر کارکرد دستگاه، خراش‌هایی است که به دلیل برخورد میله به پایین پیازها روی غده ایجاد شده است (Chesson *et al.*, 1977).

هدف کلی این پژوهش طراحی و ساخت دستگاهی با طرز کار مشابه علف‌کن‌های میله‌ای می‌باشد که علاوه بر کمینه کردن آسیب‌های وارد به محصول، خاک اطراف غده را به نحو مؤثری تکانده و باعث قرارگیری غده‌ها بر روی سطح زمین شود. در این پژوهش عوامل تأثیرگذار در کارکرد دستگاه نیز شناسایی و مورد بررسی و ارزیابی قرار گرفته‌اند.

مواد و روش‌ها

ساخت دستگاه

دستگاه برداشت پیاز با محورهای زائده‌دار از نوع دستگاه‌های با اتصال سوار ساخته شد (شکل ۱). برای شاسی (۱) از قوطی‌های صنعتی با ابعاد ۱۰۰×۱۰۰mm و ۸۰×۴۰mm و ورق‌هایی با ضخامت ۴ میلی‌متر استفاده شده است. در ساخت شاسی عرض دستگاه به‌گونه‌ای انتخاب شد که فاروئرها (۲) دقیقاً در پشت مسیر حرکت چرخ‌ها قرار داشته باشند. بر این اساس عرض کار دستگاه برابر با فاصله استاندارد بین چرخ‌های تراکتور مسی فرگوسن ۲۸۵ که برابر ۱۳۵۰ میلی‌متر است، در نظر گرفته شد.



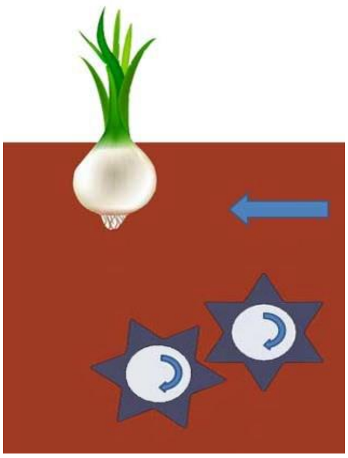
شکل ۱– دستگاه برداشت پیاز با محورهای زائده‌دار، (۱) شاسی، (۲) فاروئر، (۳) سیستم انتقال توان، (۴) محورزائده‌دار

Fig.1. Onion harvesting machine with excrescence axes, (1) Chassis, (2) Furrower, (3) Power transmission system, (4) Excrescence axis

در دو طرف شاسی، نگهدارنده‌هایی برای اتصال فاروئرها به دستگاه طراحی شد. همچنین یک قوطی ۸۰ ×۴۰mm نیز برای ایجاد

محل قرارگیری انتهای جعبه‌دنده در عرض دستگاه درنظر گرفته شد. فاروئرها در دو طرف دستگاه قرار دارند و اولین قسمتی هستند که در هنگام شروع کار با خاک تماس دارند. فاروئرها وظیفه نفوذ و هدایت دستگاه در خاک را بر عهده دارند و مسیر عبور دستگاه را در خاک باز می‌کنند. برای اتصال فاروئرها به دستگاه سوراخ‌هایی بر روی دسته هر فاروئر ایجاد شده است که با پیچ شدن در نگهدارنده‌هایی که بدین منظور روی شاسی طراحی شده‌اند به دستگاه متصل می‌شوند. توان چرخشی مورد نیاز دستگاه به‌وسیله محور توان‌دهی تراکتور (PTO) تأمین و با اتصال گاردن در اختیار سیستم انتقال توان (۳) قرار می‌گیرد. سیستم انتقال توان، توان چرخشی را پس از تغییر دور و جهت دوران به محورهای زائده‌دار (۴) رسانده و باعث چرخش آن‌ها می‌شود.

در طرح ارائه شده برداشت پیاز با به‌کارگیری روش انتقال غیرمستقیم محصول انجام می‌گردد. در این روش هیچ برخوردی بین غده‌ها و اجزای مکانیکی دستگاه اتفاق نمی‌افتد و غده‌ها در اثر نیروی رو به بالای خاک، به سطح می‌آیند. شکل ۲ نحوه قرارگیری محورهای زائده‌دار در خاک را در هنگام برداشت محصول نشان می‌دهد. حرکت دورانی محورها باعث می‌شود هریک از زائده‌های روی محورها مانند یک تیغه دوار عمل کنند. با عبور محور پایینی از زیر غده‌ها، یک لایه از خاک بریده و ریشه‌ها سست می‌شوند. سپس عبور محور دوم که در سمت بالا و پشت محور پایینی قرار دارد باعث خرد شدن و به هم خوردن لایه بریده شده خاک می‌گردد. با توجه به جهت چرخش محورها، این گسیختگی و به‌هم خوردگی موجب حرکت رو به بالای خاک، جدا شدن خاک از غده‌ها و روی سطح قرار گرفتن محصول می‌شود.

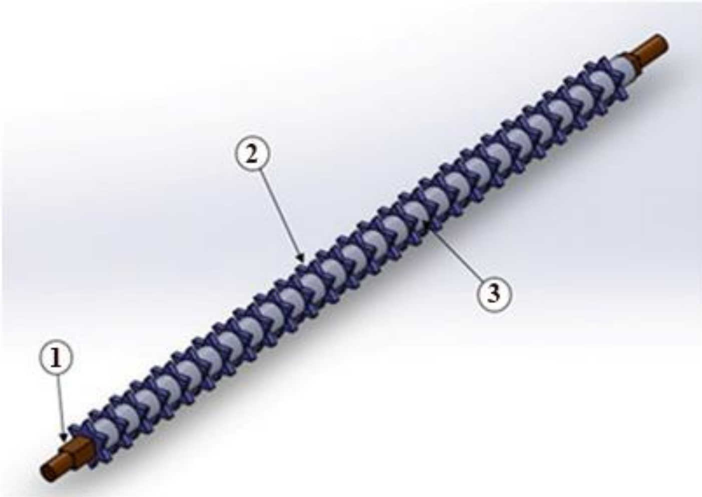


شکل ۲- طرحواره نحوه برداشت محصول

Fig.2. Schematic view of soil engaging parts of the harvester

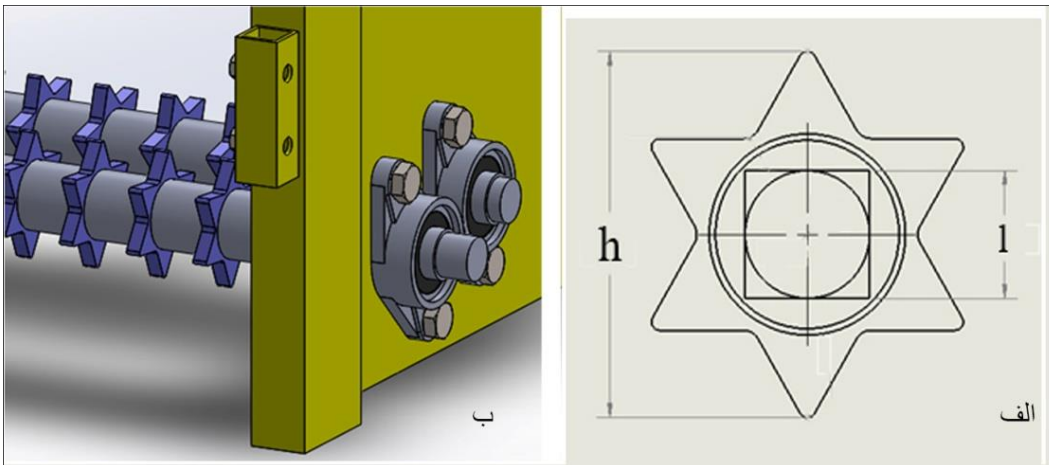
از محورهای زائده‌دار می‌توان به‌عنوان بخش اصلی دستگاه برداشت پیاز طراحی شده نام برد. اجزای تشکیل‌دهنده محورهای زائده‌دار در شکل ۳ نشان داده شده‌اند. زائده‌های روی هر محور با استفاده از اجزایی به نام چرخ‌ستاره‌ای (۲) ایجاد شده‌اند. هر چرخ ستاره‌ای در مرکز دارای بریدگی با مقطع مربعی شکل است که با عبور محور از درون این سوراخ‌ها بر روی آن سوار می‌شود. با انتخاب محور مربعی (۱) و استفاده از این نوع اتصال امکان حرکت دورانی آزاد از چرخ‌ستاره‌ای‌ها گرفته شد و حرکت آن‌ها به چرخش محور مقید گردید. همچنین برای محدود کردن حرکت جانبی آن‌ها بر روی محور، از فاصله‌اندازهایی (۳) که دارای قطر داخلی یکسان با قطر محورها بودند، استفاده شد. این فاصله‌اندازها که لوله‌هایی با قطر ۴۰ میلی‌متر هستند، بعد از هر چرخ ستاره‌ای بر روی محور سوار شده و فاصله بین چرخ‌ستاره‌ای‌ها را روی محور ثابت نگه می‌دارند. شکل (۴- الف) محور زائده‌دار را از نمای جانب نشان می‌دهد. انتهای هر محور برای قرارگیری در یاتاقان‌ها، با مقطع دایره تراشکاری شده است.

دو محور زائده‌دار به‌صورت افقی و موازی با سطح زمین بر روی دستگاه نصب شده‌اند. برای نصب محورهای زائده‌دار بر روی شاسی، از یاتاقان‌های مخصوص کار بر روی دیواره (UCFL) و بلبرینگ UC206 استفاده شد. انتهای هریک از محورها داخل یکی از این یاتاقان‌ها قرار گرفت و یاتاقان توسط پیچ بر روی شاسی نصب گردید (شکل ۴- ب).



شکل ۳– محور زائده‌دار، (۱) محور مربعی، (۲) چرخ‌ستاره‌ای، (۳) فاصله‌انداز

Fig.3. Excrescence Axis, (1) Square axis, (2) Star wheel, (3) Spacer



شکل ٤– الف) نمای جانب محور زائده‌دار، ب) نحوه مونتاژ محورهای زائده‌دار بر روی شاسی

Fig.4. a) Side view of the excrescence axis placement, b) Assembling method of excrescence axes on chassis

در طراحی ادواتی که با محور توان‌دهی کار می‌کنند، اندازه‌گیری و تعیین مقدار گشتاور وارد بر اجزای مختلف از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است (Zeinali *et al.*, 2014). برای محاسبه گشتاور پیچشی وارد بر محور زائده‌دار ابتدا رابطه بین گشتاور پیچشی و کار انجام شده طبق رابطه (۱) بیان گردید (Bernacki *et al.*, 1972):

$$A = \frac{T(2\pi)}{V} \qquad (۱)$$

در رابطه (۱)، A کار انجام شده توسط محور روی واحد حجم خاک ($kg\ m\ dm^{-3}$)، T میانگین گشتاور وارد بر محور (kg m) و V حجم واحد خاک دست خورده (dm^3) است. حجم خاک تحت تأثیر در یک دور دوران محورها (V) در شکل ۵ نمایش داده شده است.

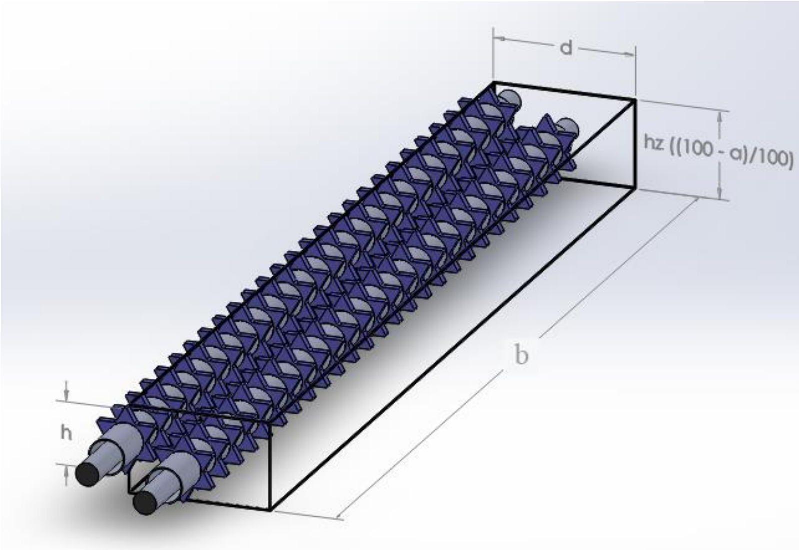
با توجه به شکل، حجم خاک تحت تأثیر تیغه‌ها به‌صورت زیر قابل محاسبه است:

$$V = \mathrm{bhdz}\left(\frac{100-\alpha}{100}\right) \qquad (۲)$$

در این رابطه، b عرض بخش دارای تیغه محور (dm)، h ارتفاع نوک تا نوک قطری دو تیغه رو به‌روی هم (dm)، d مسافتی است که ماشین در یک دور چرخش محور جلو می‌رود (dm)، z تعداد محورها و α درصد همپوشانی محورها است. عرض بخش دارای تیغه محور با توجه به شکل ۳ به‌صورت زیر محاسبه شد:

$$b = m(x+t) \qquad (۳)$$

در رابطه (۳)، m تعداد چرخ ستاره‌ای روی هر محور، x طول فاصله اندازها (dm) و t ضخامت هر تیغه (dm) می‌باشد.



شکل ۵- حجم خاک تحت تأثیر در یک دور دوران محورها
Fig.5. Volume of tilled soil in one revolution of the rotating axis

ارتفاع نوک تا نوک قطری دو تیغه رو به‌روی هم با توجه به شکل (۴- الف) محاسبه شد:

$$h = 2.87\, l \qquad (۴)$$

در رابطه (۴)، l طول ضلع مقطع محور چهارگوش مد نظر است (dm). مسافت پیموده شده در یک دور چرخش محور از رابطه (۵) قابل محاسبه است:

$$d = \frac{60\, V_d}{2\pi n} \qquad (۵)$$

در رابطه (۵)، d مسافتی است که ماشین در یک دور چرخش محور جلو می‌رود (m)، v_d سرعت پیشروی ($m\ s^{-1}$) و n سرعت دورانی محور (rpm) می‌باشد.

از طرفی کار انجام شده نیز از دو بخش کار استاتیکی (A_0) و کار دینامیکی (A_B) تشکیل شده است، یعنی:

$$A = A_0 + A_B \qquad (۶)$$

مقادیر A_0 و A_B از طریق روابط زیر تعیین شد (Bernacki *et al.*, 1972):

$$A_0 = 0.1 C_0\, K_0 \qquad (kg\ m\ dm^{-3}) \qquad (۷)$$

$$A_B = 0.001\, a_v v_d \qquad (kg\ m\ dm^{-3}) \qquad (۸)$$

$$a_v = a_u \left(\frac{V_p}{V_d}\right)^2 \qquad (kg\ s^2\ m^{-4}) \qquad (۹)$$

در روابط فوق k_0 مقاومت مخصوص خاک، c_0 ضریب مربوط به نوع خاک و a_u و a_v ضرایب دینامیکی نام دارند که با توجه به رابطه (۹) به یکدیگر ارتباط پیدا می‌کنند. مقادیر c_0 و k_0 برای خاک‌های سنگین، از منابع موجود استخراج گردید (Bernacki *et al.*, 1972). مقادیر ضرایب روابط بالا برای محاسبه گشتاور پیچشی که از طریق آزمایش تعیین شده‌اند، در جدول ۱ آورده شده است.

جدول ۱- ثابت‌ها و ضرایب استفاده شده در محاسبات
Table 1- Constants and coefficients used for calculations

پارامتر Parameter	z	α (%)	m	x (dm)	t (dm)	V_d ($km\ h^{-1}$)	n (rpm)	C_0	K_0 ($kg\ m^{-3}$)	a_u ($kg\ s^2\ m^{-4}$)
مقدار Value	2	30	26	0.4	0.1	6	150	2.5	70	**400**

با توجه به ثابت‌ها و ضرایب جدول ۱ کار انجام شده به‌وسیله دستگاه ۱۷/۷۰($kg\ m\ dm^{-3}$) محاسبه گردید. با محاسبه کار انجام شده، امکان محاسبه مقدار گشتاور بر حسب طول ضلع مقطع محور چهار گوش براساس رابطه (۱) حاصل شد. مقدار تنش وارد بر

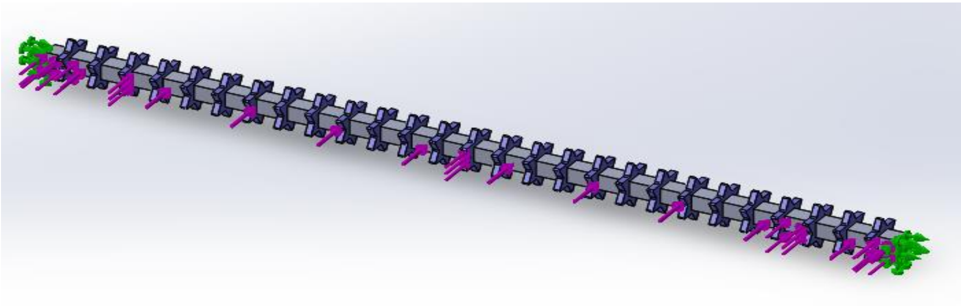
محورهای چهارگوش بر اثر گشتاور پیچشی براساس رابطه (۱۰) قابل محاسبه است:

$$\tau_{max} = \frac{T}{l^3}(4.8) \qquad (۱۰)$$

در این رابطه τ_{max} حداکثر تنش وارد بر محور ($N\ m^{-2}$)، T گشتاور پیچشی وارد بر محور (N m)، و l طول ضلع مقطع محور (m) می‌باشد. با استفاده از رابطه (۱۰)، طول ضلع مناسب برای مقطع محور که تنش برشی مجاز را به همراه داشته باشد قابل محاسبه است. گشتاور پیچشی وارد بر محور با در نظر گرفتن ابعاد ۳۰×۳۰mm برای مقطع، برابر ۲۷/۲۶ kg m محاسبه شد. این مقدار گشتاور، تنشی معادل ۴۸ مگاپاسکال را به همراه دارد که کمتر از تنش تسلیم فولاد AISI ۱۰۲۰ (۳۵۱/۵ مگاپاسکال) است (Shigley *et al*., 2011).

به دلیل زیاد بودن طول محور، اثرات تنش خمشی وارد بر محور نیز بررسی گردید. بدین منظور نیروی خمشی و نحوه اعمال آن بر محور در نرم‌افزار Solidworks شبیه‌سازی شد (شکل ۶). این نیرو در اثر پیشروی دستگاه، از جانب خاک به محورها وارد می‌شود. مقدار نیرو با در نظر گرفتن سطح تحت تأثیر و فشار ۱ $kg\ cm^{-2}$ از جانب خاک، برابر ۴۰۵۰ نیوتن است (Bernacki *et al*., 1972). تحلیل شبیه‌سازی صورت گرفته نشان داد که بیشترین مقدار تنش، در تکیه‌گاه‌ها رخ می‌دهد و برابر ۱۰۴/۵ مگاپاسکال می‌باشد. همچنین بیشترین مقدار خمش مربوط به میانه محور و برابر ۲ میلی‌متر است.

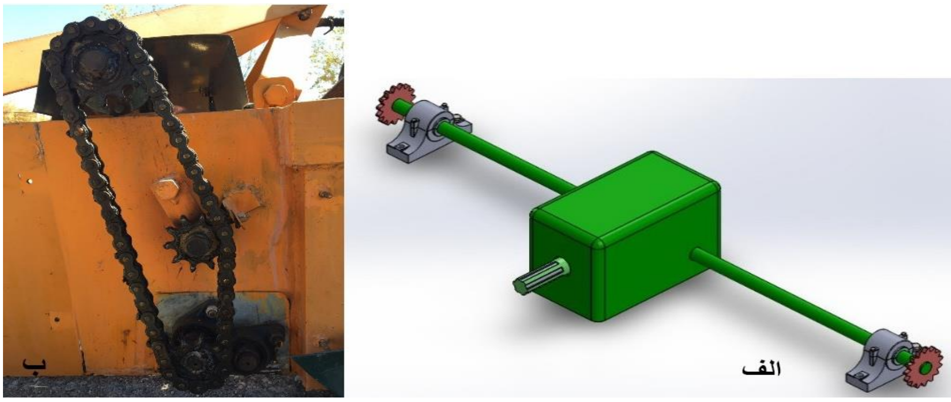
با توجه به بیشترین تنش وارد بر محور و جنس فولاد انتخابی، ضریب اطمینان ۳/۳۶ برای محور زائده‌دار حاصل شد.



شکل ٦– مدل‌سازی نحوه اعمال نیرو به محور از جانب خاک

Fig.6. Simulation of the soil-induced exerted forces to the axis

سیستم انتقال توان وظیفه تأمین توان چرخشی برای محورهای دستگاه را بر عهده دارد. به دلیل قیمت مناسب، همه‌گیر بودن و سادگی تعمیرات، سیستم انتقال توان مکانیکی برای دستگاه در نظر گرفته شد (شکل ۷). این سیستم شامل جعبه‌دنده (الف) و زنجیر و چرخ زنجیر (ب) می‌باشد. برای جلوگیری از ورود گرد و خاک به داخل سیستم و حذف امکان تماس مستقیم با قسمت‌های دوار و پر خطر یک محافظ نیز برای سیستم انتقال توان در نظر گرفته شده است.



شکل ۷– سیستم انتقال توان، الف) جعبه دنده ب) زنجیر و چرخ زنجیر

Fig.7. Power transmission system, a) Gear box, b) Chain and sprocket

به دلیل کمبود فضا برای کنار هم کار کردن دو چرخ زنجیر در یک سمت، انتقال توان به محورهای زائده‌دار از دو طرف دستگاه انجام شد. بدین جهت از جعبه‌دنده‌ای با امکان گرفتن خروجی از دو طرف استفاده شد. جعبه‌دنده دستگاه توان ورودی را با تغییر جهت ۹۰ درجه‌ای و تغیر دور کاهنده یک به سه‌ونیم به محورهای خروجی جعبه‌دنده می‌رساند. توان دورانی به‌وسیله سیستم زنجیر و چرخ‌زنجیر از محورهای خروجی جعبه‌دنده به هر یک از محورهای زائده‌دار منتقل شد. در این دستگاه از زنجیر ANSI شماره ۱۰۰ استفاده شده است. دورهای مختلف مورد نیاز با استفاده از چرخ زنجیرهایی با نسبت دندانه متفاوت بر روی محورهای خروجی جعبه‌دنده و محورهای زائده‌دار تأمین گردید. همچنین به منظور تنظیم طول زنجیر، یک مکانیزم زنجیر سفت‌کن در مسیر حرکت تعبیه شد. با دوران زنجیر سفت‌کن حول بازویش و قرارگرفتن در زاویه مناسب امکان تنظیم سفتی زنجیر در حالت ایده‌آل فراهم گردید.

ارزیابی

به‌منظور تعیین میزان و نحوه تأثیر عوامل مؤثر روی کارکرد دستگاه برداشت پیاز ساخته شده (شکل ۸)، از یک آزمایش فاکتوریل سه فاکتوره، در قالب یک طرح کاملاً تصادفی و سه تکرار برای هر آزمایش استفاده شد. عوامل مؤثر در کارکرد دستگاه عبارت بودند از: سرعت پیشروی، سرعت دورانی محورهای زائده‌دار و عمق کار دستگاه.

آزمایش‌های اولیه بیان‌گر این بود که در سرعت‌های بالاتر از ۶ کیلومتر در ساعت به دلیل مشکل بودن هدایت دستگاه در مسیر مستقیم و تأثیر بیشتر ناهمواری زمین بر کارکرد آن، برداشت محصول با درصد موفقیت پایینی همراه است. سرعت‌های پایین‌تر از ۳ کیلومتر در ساعت نیز به دلیل ایجاد فشردگی در خاک مزرعه توصیه نمی‌شود (Jafari *et al.*, 2015). بنابراین سه سطح سرعت پیشروی ۳، ۴/۵ و ۶ کیلومتر در ساعت برای انجام آزمایش‌ها در نظر گرفته شد.

یکی از عواملی که در کارکرد برخی دستگاه‌های دارای محور دوار دارای اهمیت است، رابطه بین سرعت دورانی محور و سرعت پیشروی می‌باشد. با توجه به منابع، شاخص سینماتیکی علف‌کن‌های میله‌ای کوچکتر از ۱ و برای روتیواتور، سیکلوتیلر و علف‌چین‌های چکشی بزرگتر از ۱ است (Klenin *et al.*, 1986). لذا سطوح سرعت دورانی محورها به‌گونه‌ای انتخاب گردید که با توجه به نسبت‌های تبدیل سیستم انتقال توان امکان گردش محورها در دورهای مربوطه وجود داشته باشد و شاخص‌های سینماتیکی مختلف کوچکتر و بزرگتر از یک حاصل و مورد بررسی قرار گیرند. بدین منظور کارکرد دستگاه در سرعت‌های دورانی ۱۵۰، ۲۲۰ و ۲۹۰ دور بر دقیقه مورد ارزیابی قرار گرفت. در جدول ۲، نسبت تبدیل دور برحسب تعداد دندانه‌های چرخ زنجیرهای سیستم انتقال توان، برای تأمین سطوح مختلف سرعت دورانی محورهای زائده‌دار آورده شده است. همچنین شاخص سینماتیکی متناسب با هر دور در سرعت‌های پیشروی مختلف محاسبه و در جدول آورده شده است. تأمین دورهای مد نظر برای آزمایش با تعویض چرخ زنجیرهای متصل به محورهای خروجی جعبه دنده و محورهای زائده‌دار و تغییر نسبت تعداد دندانه‌های آن‌ها برای حالت‌های مختلف حاصل شد.



شکل ۸- دستگاه برداشت پیاز با محورهای زائده‌دار

Fig.8. Onion harvesting machine with excrescence axes

جدول ۲- نسبت تبدیل دور در چرخ‌زنجیرها و شاخص سینماتیکی حاصل از سرعت‌های پیشروی و سرعت‌های دورانی متفاوت

Table 2- Speed ratios derived from different sprocket wheel combinations and kinematic indices derived from different forward and angular speeds of the rotary axis

سرعت دورانی محورهای زائده‌دار Excrescence axes rotational speed (rpm)	نسبت تبدیل دور در چرخ زنجیرها Speed ratios derived from different sprocket wheel combinations	سرعت پیشروی Forward velocity (km h^{-1})	شاخص سینماتیکی Kinematic indices
150	$\frac{9}{9}$	3	**0.85**
		4.5	**0.56**
		6	**0.42**
220	$\frac{13}{9}$	3	**1.24**
		4.5	**0.82**
		6	**0.62**
290	$\frac{17}{9}$	3	**1.64**
		4.5	**1.10**
		6	**0. 82**

برای انجام آزمایش‌ها عمق به‌کارگیری دستگاه می‌بایست به‌گونه‌ای انتخاب می‌شد که محورهای زائده‌دار کمترین آسیب را به غده پیاز وارد و بیشترین تعداد پیاز ممکن را به روی سطح خاک منتقل کنند. عمق قرارگیری پیاز در فاصله ۵ الی ۷ سانتی‌متری سطح خاک می‌باشد (Anonymous, 1984). با توجه به این موضوع، حداقل عمق کار مناسب برای حرکت بالاترین بخش تیغه محورهای دوار، در فاصله ۷ سانتی‌متری از سطح خاک است. بنابراین با در نظر گرفتن ارتفاع ۱۳ سانتی‌متری لازم برای قرارگیری کامل محورها در زیر سطح خاک، عمق کار دستگاه در دو سطح ۲۰ و ۲۶ سانتی‌متری تعریف شد.

آزمایش‌ها در یک مزرعه پیاز با الگوی کشت استپی، در منطقه بردسیر کرمان انجام شد. برای انجام هر آزمایش ردیفی به طول ۱۵ متر در نظر گرفته شد. در هر آزمایش پس از عبور دستگاه، سه منطقه از ردیف برداشت شده به طول یک متر و عرض ۱۳۵ سانتی‌متر (عرض‌کار دستگاه) به‌صورت تصادفی انتخاب و تمام پیازهای آن به‌صورت کامل جمع‌آوری شد. به‌منظور ارزیابی دستگاه با بررسی پیازهای برداشت شده از هر منطقه، درصد موفقیت در برداشت برای هر منطقه محاسبه گردید. درصد موفقیت برداشت برای هر آزمایش، شامل درصد پیازهایی است که پس از برداشت بدون آسیب‌دیدگی (بریدگی و لهیدگی)، به‌صورت کامل بر روی سطح خاک آمده‌اند. پیازهای بریده شده شامل آن دسته از غده‌هایی است که خراش‌هایی به اندازه ۵ میلی‌متر یا بیشتر بر روی آن‌ها ایجاد شده است. پیازهایی که بافت گوشتی‌شان دارای آسیب‌هایی به مساحت ۱۰۰ میلی‌متر مربع و عمق ۲ میلی‌متر یا بیشتر باشند، در گروه پیازهای آسیب‌دیده و دارای لهیدگی قرار گرفتند (Heidari Soltanabadi *et al*., 2013). نتایج حاصل از آزمایش با نرم‌افزار SPSS تحلیل و برای آزمون‌های مقایسه میانگین از آزمون چند دامنه‌ای دانکن استفاده گردید.

نتایج و بحث

نتایج تجزیه واریانس داده‌های آزمایش در جدول ۳ آورده شده است. همان‌طور که در جدول مشخص است، تأثیر عمق کار و سرعت پیشروی بر درصد موفقیت در برداشت پیاز در سطح ۵ درصد معنی‌دار است. همچنین اثر متقابل عمق کار و سرعت پیشروی و اثر متقابل سرعت دورانی محور و سرعت پیشروی معنی‌دار گزارش شد. این درحالی است که اثر عامل سرعت دورانی محور و همچنین اثر متقابل عمق کار و سرعت دورانی محور و اثر متقابل سه‌گانه عمق کار، سرعت دورانی محور و سرعت پیشروی، مقادیر غیر معنی‌داری را نشان دادند.

در شکل ۹ تأثیر متقابل عمق کار و سرعت پیشروی دستگاه نشان داده شده است. با توجه به شکل، بیشترین درصد موفقیت در برداشت در عمق ۲۰ سانتی‌متری و سرعت‌های پیشروی ۳ و ۴/۵ کیلومتر در ساعت و کمترین آن در عمق ۲۶ سانتی‌متری و در سرعت‌های ۴/۵ و ۶ کیلومتر در ساعت مشاهده شد. مقایسه سطوح عمق کار نشان می‌دهد که با افزایش عمق درصد موفقیت در برداشت محصول کاهش می‌یابد. این کاهش می‌تواند به دلیل افزایش فاصله محورها تا غده و کاهش تأثیر کارکرد آن‌ها در سست‌کردن و خرد کردن مؤثر خاک اطراف ریشه باشد.

در هر یک از سطوح عمق کار با زیاد شدن سرعت پیشروی درصد موفقیت در برداشت کاهش می‌یابد. لذا بهتر است با به‌کارگیری دستگاه در سرعت‌های پیشروی ۳ و ۴/۵ کیلومتر در ساعت از بالا رفتن تلفات به دلیل زیاد شدن سرعت پیشروی جلوگیری کرد. کاهش درصد موفقیت در برداشت پیاز با افزایش سرعت پیشروی را می‌توان به دلیل سخت‌تر شدن فرمان پذیری، خارج شدن احتمالی دستگاه از

مسیر مستقیم در اثر نیروهای جانبی بیشتر و افزایش تأثیر تغییر عمق ناخواسته در سرعت‌های بالاتر دانست.

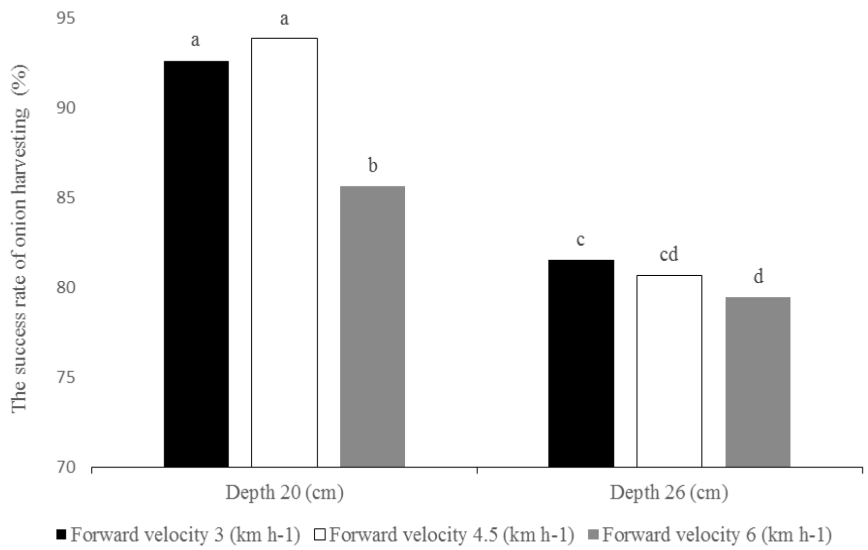
جدول ۳- نتایج تجزیه واریانس پارامترهای تأثیرگذار بر برداشت پیاز با ماشین ساخته شده

Table 3- ANOVA table of parameters affecting onion harvesting using the examined machine

منابع تغییر **Source**	درجه آزادی **Degree of freedom**	میانگین مربعات **Means of squares**	**F**
عمق Depth	1	463.1400	**605.000***
سرعت پیشروی Forward velocity	2	241.129	**55.832***
سرعت دورانی محورها Axes rotational speed	2	0.574	**0.248ns**
عمق× سرعت پیشروی Depth× Forward velocity	2	58.019	**25.064***
عمق× سرعت دورانی محورها Depth× Axes rotational speed	2	6.685	**2.888ns**
سرعت دورانی محورها× سرعت پیشروی Axes rotational speed× Forward velocity	4	107.963	**46.640***
عمق× سرعت دورانی محورها× سرعت پیشروی Depth× Axes rotational speed× Forward velocity	4	5.907	**2.552ns**
خطا Error	36	2.315	
کل Total	53		

ns عدم معنی‌داری *** معنی‌دار در سطح ۵ ٪**

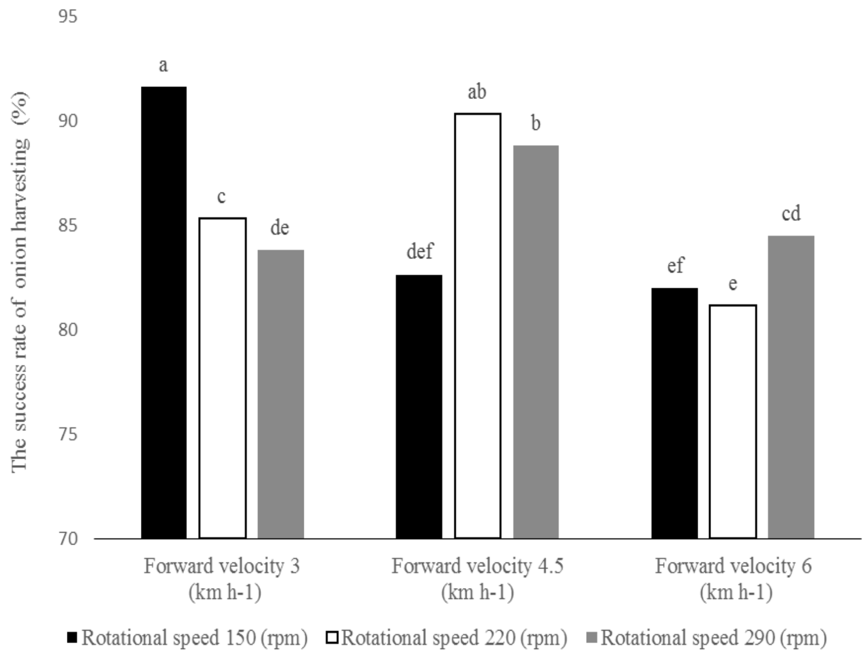
*** Significant at the level of 5%** **ns None significant**



شکل ۹- اثر متقابل عمق کار و سرعت پیشروی دستگاه بر روی درصد موفقیت در برداشت پیاز

میانگین‌های با علامت یکسان در هر ستون در سطح ۵ درصد تفاوت معنی‌داری ندارند. (آزمون چند دامنه‌ای دانکن)

Fig.9. Effect of interaction between depth and forward velocity on the success rate of onion harvesting
Means with the same symbol are not significantly at 5% level according to Duncan's multiple range test



شکل ۱۰- اثر متقابل سرعت دورانی محورهای زائده‌دار و سرعت پیشروی دستگاه روی درصد موفقیت در برداشت پیاز
میانگین‌های با علامت یکسان در هر ستون در سطح ۵ درصد تفاوت معنی‌داری ندارند. (آزمون چند دامنه‌ای دانکن)

Fig.10. Effect of axes rotational speed and forward velocity on the success rate of onion harvesting. Means with the same symbol are not significantly at 5% level according to Duncan's multiple range test.

جدول ٤- مشخصات فنی دستگاه برداشت پیاز با محورهای زائده‌دار

Table 4- Technical specifications of onion harvester machine with excrescence axes

پارامتر Parameter		مقدار Value
ابعاد Dimension	طول Length	106 cm
	عرض Width	156.5 cm
	ارتفاع Height	98 cm
وزن Weight		112 kg
عرض کار Working width		135 cm
ظرفیت مزرعه‌ای Field capacity		0.6 hectares per hour

شکل ۱۰ اثر متقابل سرعت دورانی محور و سرعت پیشروی دستگاه را بر روی درصد موفقیت در برداشت پیاز نشان می‌دهد. بیشترین موفقیت در برداشت پیاز در سرعت پیشروی ۳ کیلومتر در ساعت و سرعت دورانی محورها برابر ۱۵۰ دور بر دقیقه و همچنین سرعت پیشروی ۴/۵ کیلومتر بر ساعت و سرعت دورانی محورها برابر ۲۲۰ دور بر دقیقه حاصل شد. اگر اثر ترکیبی سرعت دورانی محور و سرعت پیشروی را با نسبت سرعت محیطی محورها به سرعت پیشروی (شاخص سینماتیکی) به‌صورت کمی درآوریم، بیشترین درصد موفقیت در برداشت برای سرعت‌های پیشروی مختلف مربوط به سطوحی است که شاخص سینماتیکی آن‌ها در حدود ۰/۸ می‌باشد. شاخص سینماتیکی مناسب برای دستگاه برداشت پیاز ساخته شده توسط حیدری و همکاران برابر ۱/۱۵ بود (*et al.*, 2013

Heidari Soltanabadi). کمتر بودن شاخص سینماتیکی دستگاه ساخته شده می‌تواند به دلیل زائده‌های روی محورها و تأثیر آن‌ها در بریدن و متلاشی شدن راحت‌تر لایه خاک باشد.

شاخص سینماتیکی پایین‌تر امکان کارکرد در سرعت دورانی محور پایین‌تر و سرعت پیشروی بیشتر را فراهم می‌کند. به‌کارگیری دستگاه در سرعت دورانی محور پایین‌تر باعث کم شدن نیاز به تعمیرات در سیستم انتقال توان خواهد شد.

برخی از مشخصات فنی دستگاه برداشت پیاز ساخته شده در جدول ۴ آورده شده است.

نتیجه‌گیری

در این پژوهش دستگاه جدیدی برای برداشت پیاز مورد ارزیابی قرار گرفت. نتایج ارزیابی دستگاه ساخته شده معنی‌دار بودن اثرات فاکتورهای عمق کار و سرعت پیشروی را در سطح احتمال ۵ درصد نشان داد. این درحالی است که پارامتر سرعت دورانی محورها اثر معنی‌داری را نشان نداد. تنظیم بودن عمق کار دستگاه از عوامل اصلی کارکرد مطلوب آن است. زیاد شدن عمق کار باعث کاهش تأثیر کارکرد محورهای زائده‌دار خواهد شد. همچنین افزایش بیش از حد سرعت پیشروی دستگاه نیز با کاهش دقت کاری و بالا رفتن تلفات همراه خواهد بود. بر اساس ارزیابی‌های صورت گرفته، مناسب‌ترین شرایط به‌کارگیری دستگاه در عمق کار ۲۰ سانتی‌متر، سرعت دورانی ۲۲۰ دور بر دقیقه و سرعت پیشروی ۴/۵ کیلومتر در ساعت می‌باشد. در این شرایط کاری شاخص سینماتیکی برابر ۰/۸ می‌باشد. مشاهدات و نتایج ارزیابی نشان داد که میزان صدمات وارد به محصول در دستگاه برداشت پیاز ساخته شده بسیار کم است که این ویژگی یکی از خصوصیات مهم و قابل اتکا دستگاه جدید ساخته شده می‌باشد.

References

1. Anonymous. 1984. Evaluation Report. Tested at Humboldt. Prairie Agricultural Machinery Institute. ISSN 0383-3445. Available from: http://www.worldcat.org/title/pami-evaluation-report/oclc/5791059.
2. Balls, R. C. 1985. Horticultural Engineering Technology: Fixed Equipment and Buildings. Macmillan Pub.LTD.
3. Bernacki, H., J. Haman and C. Z. Kanafojski. 1972. Agricultural machines, theory and construction. US department of Agriculture and national science foundation, Washington, D.C.
4. Chesson, J., H. Johnson Jr, C. Brooks, R. Curley, P. Burkner, and R. Perkins. 1977. Mechanical harvesting investigations for fresh market onions. Transactions of the ASAE 21 (5): 0838-0842.
5. Harrison, H. P., and X. Bai. 1990. Rod weeder soil reaction force for different rod shapes and speeds. Transactions of the ASAE 33 (5): 1445-1448.
6. Heidari Soltanabadi, M., O. Taki, and Sh. Abdolahpur. 2013. Effect of kinematic indeces and rod shape on performance of an onion rod digger. Journal of Agricultural Engineering Research 14 (3): 15-28. (In Farsi).
7. Jafari, K., H. Baradaran, R. Ahmadi, and M. Shekari. 2015. Study and Simulation of the Effective Factors on Soil Compaction by Tractors Wheels Using the Finite Element Method. Journal of Computational Applied Mechanics 46 (2): 107-115.
8. Klenin, N. I., I. F. Popov, and V. A. Sakun. 1986. Agricultural Machines: Theory of Operation, Computation of Controlling Parameters and the Conditions of Operation. Russian Translation. Series 31.
9. Laryushin, N., and A. Laryushin. 2009. Energy-Saving onion harvesting technology. Russian Agricultural Sciences 35 (1): 66-67.
10. Mayberri, K. S., and H. Meister. 2003. Sample cost to establish and produce market onions. U. C. Cooperative Extension. University of California and the United States Department of Agricultural Cooperating.
11. Mozafari, M., and K. Kazemeinkhah. 2000. Design, Development and evaluation of suitable onion harvester for small farms (laboratory scale). Agricultural Engineering Research Institute. (In Farsi).
12. Rusinek, T., J. Mishanec, and J. Lorbeer. 2008. Analysis of onion management practices as they relate to levels of aspergillus niger (black mold) and development of IPM scouting protocols for blackmold.
13. Shigley, J. E. 2011. Shigley's mechanical engineering design. Tata McGraw-Hill Education.
14. Srivastava, A., C. E. Goering, and R. P. Rohrbach. 1993. Engineering principles of agricultural machines. American Society of Agricultural Engineers. Michigan. USA.
15. Taki, O. 2011. Development of a front-mounted rod-digger for harvesting non-row Basis onions. Annual Research Report. Agricultural Engineering Research Institute. Agriculture and Natural Resources Research Center of Isfahan. (In Farsi).

16. Zeinali, A., A. Farzad, and M. H. AghKhani. 2014. Design, implementation and evaluation of a torque transducer with ability of real-time torque monitoring. Journal of Agricultural Machinery 4 (1): 194-205. (In Farsi).

Journal of Agricultural Machinery
Vol. 8, No. 2, Fall - Winter 2018, p. 249-262

نشریه ماشین‌های کشاورزی
جلد ۸، شماره ۲، نیمسال دوم ۱۳۹۷، ص ۲۶۲-۲۴۹

Development and Evaluation of an Onion Harvester Machine with Excrescence Axes

M. A. Zamani Dehyaghoubi[1]- K. Jafari Naeimi[2*]- M. Shamsi[3]- H. Maghsoudi[2]

Received: 19-02-2017
Accepted: 02-07-2017

Introduction

It is common to use rod weeders for onion harvesting according to their prevention of root blocking in front of the machine and separation of onion bulbs from soil by shaking. Chesson et al., (1977), used a rod weeder for manufacturing an onion harvester. This machine had a rectangular rotor axis with 25mm×25mm cross section. The rotor power was provided by a hydro-motor. An investigation into onion losses during the harvesting operation showed that the majority of crop damages have been occurred due to the collision of rods with onion bulbs. Therefore, the objective of this study is to design and evaluate an onion harvester based on rod weeders with the capability of crop harvesting with minimum damage.

Material and Methods

The main components of the examined onion harvester are chassis, furrower, and power transmission system and excrescence axes. Rectangular 100mm×100mm and 40mm×80mm profiles with 4mm profile thickness are used to fabricate the chassis. The furrowers were installed on each side of the chassis as the first parts of the harvester that comes into contact with the soil. Power transmission system provided rotation of two axes from both sides of the machine due to the lack of space for working of two chains on the one side. Therefore, a gearbox having one input shaft and two output shafts was selected for the machine. The gearbox output shafts turn the rotors with a reduction ratio of 1 to 3.5. The rotary motion of the excrescence axes cuts and moves the soil located under the onions bulbs upward and finally the onion bulbs are placed on the soil surface. Therefore, excrescence axes can be considered as the main part of the onion harvester. The excrescence shape of the axes were created by star wheels. Star wheels had a hole with a square section in center (30mm×30mm), for installing them on their shaft. Choosing this kind of the connection, dose not let star wheels to move freely. Also to limit the lateral movement of the star wheels on axis, metallic spacers were used between the adjacent pairs of them. To evaluate the machine performance three variable factors were defined: working depth (20 and 26 cm), forward speed (3, 4.5 and 6 Km h^{-1}) and rotational speed of the excrescence axes (150, 220 and 290 rpm). The conducted experiments were analyzed in a complete randomized design with three replications.

Results and Discussion

The analysis of variance showed that the working depth and forward velocity of axis had significant effect (in 5% level) on the success rate of onion harvester. Also the interaction between depth and forward velocity and the interaction between rotational speed of axes and forward speed were significant. The interaction between depth and rotational speed of axes and the interaction between depth, rotational speed of axes and forward speed were not significant. Evaluation of the interaction between depth and forward velocity showed that the most success rate of onion harvesting was in 20 cm depth and forward velocity equal to 3 and 4.5 km h^{-1}. The least success was gained in 26 cm depth with 4.5 and 6 km h^{-1} forward speed. Evaluation of the interaction between rotational speed of axes and forward speed showed that the most success in the onion harvesting was occurred with a machine having 3 km h^{-1} forward velocity and 150 rpm rotational speed and also 4.5 km h^{-1} forward velocity and 220 rpm rotational speed.

Conclusions

The success rate of the onion harvesting decreased by increasing the working depth of the machine and axes

1, 2 and 3- M.Sc. student, Assistant professor and Assistant, Department of Mechanical Engineering of Biosystems, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran
(*- Corresponding Author Email: Jafarinaeimi@uk.ac.ir)

distance to the onion bulbs. Also with excessive forward velocity the success rate of onion harvesting decreased because of difficulties in controlling the tractor guidance in straight line. The best performance of this onion harvesting machine was in 20 cm depth, 4.5 km h^{-1} forward velocity and 220 rpm axes rotational speed. Adjusting the machine working parameters according to these values, the ratio of the linear speed of the star wheel tips to the forward velocity of the machine (kinematic index) was equal to 0.82.

Keywords: Forward velocity, Kinematic indices, Rotational speed, Working depth